

Е.Я.Соколов Н.М.Зингер

# СТРУЙНЫЕ АППАРАТЫ

3-е издание, переработанное



МОСКВА ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1989

BEST AVAILABLE COPY

На рис. 8.1 приведены результаты расчета характеристики струйного аппарата. Расчет основных сечений аппарата

$$G_p = G_r / u_r = 30 / 1 = 30 \text{ кг/с} = 108 \text{ г/с}.$$

Выходное сечение рабочего сопла по (5.30)

$$f_{p1} = \frac{30}{0.95} \sqrt{\frac{0.001}{2 \cdot 10^6}} = 707 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 = 707 \text{ мм}^2.$$

Диаметр выходного сечения рабочего сопла

$$d_1 = 1.13 \sqrt{707} = 30 \text{ мм.}$$

Сечение камеры смешения

$$f_3 = 6.9 \cdot 707 = 4878 \text{ мм}^2.$$

Диаметр камеры смешения

$$d_3 = 1.13 \sqrt{4878} = 79 \text{ мм.}$$

## ГЛАВА ДЕЯТЕЛЬНАЯ

### ПАРОВОДЯНЫЕ ИНЖЕКТОРЫ

#### 9.1. Особенности процесса в пароводяном инжекторе

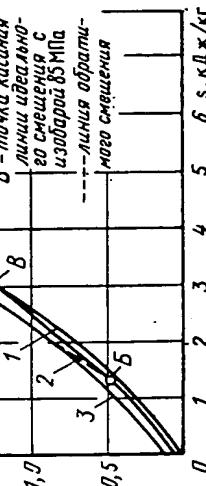
В пароводяных инжекторах осуществляется повышение давления жидкости за счет кинетической энергии струи пара, который в процессе смешения с жидкостью полностью конденсируется в ней. Особенностью этого процесса в отличие от процессов в других типах струйных аппаратов является возможность при определенных условиях повышения давления инжектируемой воды до значения, превышающего давление рабочего пара. Благодари этому пароводяные инжекторы еще со средины XIX в. получили широкое распространение в качестве питательных насосов для небольших котельных и паровозов. Низкий КПД этих аппаратов при этом не имел значения, так как теплота рабочего пара с питательной водой возвращалась в котел. Как показал проведенный анализ [48], при обратном смешении смешанного потока в принципе может быть выше давления любого из взаимодействующих потоков только в том случае, когда прямая обратимого смешения в  $h_s$ -диаграмме, соединяющая точки начального состояния взаимодействующих сред, проходит в области более высоких давлений, чем начальные давления пара и воды, как это схематически \* показано на рис. 9.1.

На практике для получения максимального давления после инжектора при имеющих место в струйных аппаратах неизбежных потерях на удар и на трение производилась щадительная доводка прогочной части инжектора эмпирическим путем.

\* В действительности рабочий пар расширяется до более низкого давления, соответствующего температуре его конденсации.

Рис. 9.1. Схематическое изображение в  $h_s$ -диаграмме процесса обратимого смешения в пароводяном инжекторе:

- 1 — пограничная кривая ( $x=0$ );
- 2, 3 — изобары 20 и 85 МПа;
- 4 — линиясыциллиар (пар,  $\rho = 20$  МПа,  $x = 1$ );
- 5 — вода,  $\rho = 20$  МПа;
- 6 — точка критической обратимого смешения изобары 85 МПа; штриховая линия — линия обратимого смешения



ние взаимодействующих сред, следует из баланса работы, получаемой при расширении рабочего пара и сжатии инжектируемой воды в идеальной системе турбона — насос.

При расширении 1 кг пара от давления  $p_p$  до давления  $p_u$  до  $p_c$  этот баланс выражается уравнением

$$\frac{k}{k-1} \rho_p v_p \left[ \left( \frac{\rho_p}{\rho_u} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = (p_c - p_u) v_u (u + 1).$$

Минимальное значение  $u$  должно обеспечить полную конденсацию рабочего пара.

Ниже приведены рассчитанные по представлению выше уравнению значения  $p_c$  при параметрах рабочего пара  $\rho_p = 1$  МПа,  $t_p = 200^\circ\text{C}$  ( $v_p = 0,21 \text{ м}^3/\text{kg}$ ) и параметрах инжектируемой воды  $\rho_u = 0,1$  МПа,  $t_u = 10^\circ\text{C}$  ( $v_u = 0,001 \text{ м}^3/\text{kg}$ ) при различных значениях  $u$ :

$u$	$\rho_p v_p$	$\left( \frac{\rho_p}{\rho_u} \right)^{\frac{k-1}{k}}$	$20$	$50$	$100$
$p_c, \text{ МПа}$	$\rho_u, \text{ МПа}$		$30,5$	$12,5$	$6,3$

В  $h_s$ -диаграмме линия идеального смешения в пароводяном инжекторе в области жидкой фазы пересекает изобары значительно более высоких давлений, чем начальные давления пара и воды, как это схематически \* показано на рис. 9.1.

На практике для получения максимального давления после инжектора при имеющих место в струйных аппаратах неизбежных потерях на удар и на трение производилась щадительная доводка прогочной части инжектора эмпирическим путем.

\* В действительности рабочий пар расширяется до более низкого давления, соответствующего температуре его конденсации.

разработки оптимальной формы проточной части. Была разработана методика расчета пароподиального инжектора простейшей формы (с цилиндрической камерой смешения) и были сопоставлены результаты расчета по этой методике с результатами экспериментального исследования такого инжектора (рис. 9.3). Ниже приведены результаты этого исследования.

## 9.2. Вывод основных уравнений и расчётное исследование режимов работы инжектора

Процесс в инжекторе с цилиндрической камерой смешения (см. рис. 9.3) можно схематически представить следующим образом. Струя рабочего пара, выходящая из сопла, расположенного на некотором расстоянии от цилиндрической камеры смешения, при достаточной разности температур пара и воды конденсируется в инжектируемой воде до поступления в камеру смешения, повышая температуру инжектируемой воды до  $t_c$  и сообщая ей определенную скорость. Это представление хорошо согласуется с опубликованными в [29; 30] теоретическими и экспериментальными исследованиями конденсации струи пара в пространстве, заполненном жидкостью.

При поступлении воды в камеру смешения ограниченного сечения скорость воды возрастает, а давление ее соответственно снижается от  $p_1$  до  $p_2$ . Если  $p_2$  больше давления насыщенного пара при температуре  $t_c$ , то в камере смешения движется жидкость и процесс в камере смешения и диффузоре аналогичен процессу в водоструйном насосе. В этом случае в камере смешения происходит повышение давления до  $p_3$  за счет выравнивания профиля скоростей, имеющего в начале камеры смешения значительную неравномерность. Затем в диффузоре давление воды повышается до  $p_c$ . При этом режимные или конструктивные факторы оказывают на характеристику пароводяного инжектора такое же влияние, как и на характеристику водоструйного насоса.

Существенные отличия наступают при малых коэффициентах инжекции. При снижении расхода инжектора воды и неизменном расходе рабочего пара температура насыщения при давлении в камере смешения, и наступает срыв работы инжектора из-за недостатка воды для конденсации всего поступающего рабочего пара. Этот режим определяет минимальный коэффициент инжекции  $i_{min}$ .

При увеличении коэффициента инжекции, когда расход инжекторной воды в результате снижения противодавления увеличивается, температура воды в камере смешения падает. Одновременно из-за увеличения скорости воды в камере смешения снижается давление воды. При увеличении расхода инжектора воды до определенной величины давление  $p_c$  во входном сечении камеры смешения понижается до давления насыщения при температуре нагретой воды  $t_c$ . Последующее снижение противодавления не приводит к увеличению

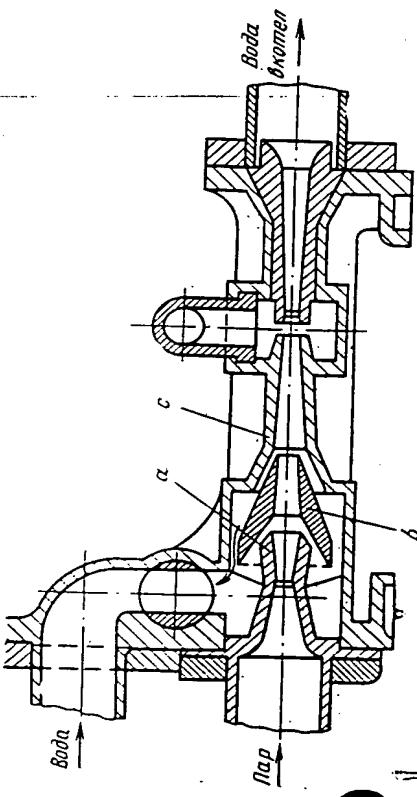


Рис. 9.2. Конструкция пароподиального инжектора, пред назначенного для подачи питательной воды в котел

В последнее время в связи с разработкой магнитогидродинамического способа получения электроэнергии, а также тепловых циклов с новыми рабочими телами усилился интерес к применению в этих установках инжекторов в качестве струйных компенсаторов и насосов.

Появились многочисленные исследования этих аппаратов, направленные на повышение их КПД путем снижения потерь в элементах проточной части инжектора, изучения условий их запуска и т. д. Многие из этих работ обобщены в [3, 30]. Достаточно сложные конструкции промышленных инжекторов подробно описаны в [4, 50]. Во всех конструкциях подвод инжектируемой воды осуществляется через узкую колыцевую щель, окружающую рабочее сопло, с тем чтобы вода поступала в камеру смешения с большой скоростью, направленной параллельно скорости рабочего пара, поступающего из расположенного на оси инжектора центрального сопла Лаваля. Камера смешения имеет, как правило, коническую форму (рис. 9.2). При проведении исследований пароводяных инжекторов во ВТИ не ставилась задача

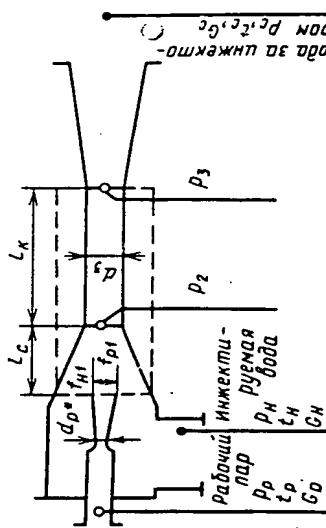


Рис. 9.3. Схема пароводяного инжектора с цилиндрической камерой смешения

расхода воды, так как дальнейшее падение давления в камере смешения невозможно, не может увеличиться перепад давлений  $p_n - p_2$ , определяющий расход инжектируемой воды. Понижение противодавления в этом случае приводит лишь к вскипанию воды в камере смешения. Этот режим аналогичен кавитационному режиму водоструйного насоса. Вскипание воды в камере смешения обусловливает, таким образом, максимальный (пределенный) коэффициент инжекции  $\eta_{\max}$ . Следует отметить, что именно этот режим является рабочим для питательных инжекторов. Он позволяет объяснить обнаруженному из опытов независимость производительности инжектора от противодавления при работе на кавитационном режиме.

Ниже приводится вывод основных расчетных уравнений для парородного инжектора с простейшей цилиндрической формой камеры смешения.

### 9.2.1. Уравнение характеристики

Уравнение импульсов для контура, обведенного пунктиром (см. рис. 9.3), можно написать в следующем виде:

$$\begin{aligned} \Psi_2(G_p w_{p1} + G_n w_{n1}) - (G_p + G_n) w_3 &= \\ f_{p1} + f_{n1} &\int_{f_3}^p p df - p_{p1} f_{p1} - p_{n1} f_{n1}, \end{aligned} \quad (9.1)$$

где  $p_{p1}$  — давление пара в выходном сечении рабочего сопла;  $w_{p1}$  — действительная скорость пара в выходном сечении сопла;  $w_{n1} = \eta_1 (w_p)_a$ ;  $(w_p)_a$  — скорость пара при аднабатном истечении;  $w_{n1}$  — скорость инжектируемой воды в кольцевом сечении  $f_{n1}$  в плоскости выходного сечения сопла;  $w_3$  — скорость воды в конце камеры смешения.

Примем следующие допущения:

1) сечение  $f_{n1}$  в плоскости выходного сечения сопла настолько велико, что скорость инжектируемой воды  $w_{n1}$  в этом сечении близка к нулю ( $p_{n1} = p_n$ ) и количеством движения инжектируемой воды  $G_n w_{n1}$  по сравнению с количеством движения рабочего пара  $G_p w_{p1}$  можно пренебречь;

2) сечение приемной камеры в плоскости выходного сечения рабочего сопла  $f_{p1} + f_{n1}$  значительно превышает сечение цилиндрической камеры смешения  $f_3$ . Снижение давления от  $p_n$  до  $p_2$  происходит в основном в конце входного участка камеры смешения при  $f_3$ , близких к  $f_{n1}$ , благодаря чему можно считать

$$f_{p1} + f_{n1} \int_{f_3}^p p df = p_n (f_{p1} + f_{n1} - f_3). \quad (9.2)$$

При этих условиях (9.1) принимает вид

$$\Psi_2 G_p w_{p1} - (G_p + G_n) w_3 = p_3 f_3 - p_n (f_3 - f_{p1}) - p_{n1} f_{p1}. \quad (9.3)$$

Скорость воды в конце камеры смешения

$$w_3 = \frac{G_p + G_n}{f_3} v_c.$$

Давление воды в конце камеры смешения

$$p_3 = p_c - \Phi_3^2 \frac{w_3^2}{2v_c}. \quad (9.4)$$

Поставив эти значения  $w_3$  и  $p_3$  в (9.3) и разделив все члены на  $p_n f_3$ , получим

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_c}{p_n} &= \frac{p_{p1}}{p_p} \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{p1}}{f_3} + \Phi_2 \frac{G_p w_{p1}}{p_n f_3} + \\ &+ \Phi_3^2 \frac{(G_p + G_n)^2 v_c}{2f_3^2 p_n} - \frac{(G_p + G_n)^2 v_c}{f_3^2} - \frac{f_{p1}}{f_3}. \end{aligned} \quad (9.5)$$

Как известно,  $p_{p1}/p_p = \Pi_{p1}$ ;  $w_{p1} = \varphi_1 a_{p*} \lambda_{p1}$ . Согласно (2.4.3а)

$$G_p = \frac{k_p p_p \Pi_{p1} f_{p1}}{a_{p*}}.$$

Подставляя эти выражения в (9.5), получаем

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_c}{p_n} &= \left( \Pi_{p1} \frac{p_p}{p_n} - 1 \right) \frac{f_{p1}}{f_3} + \Phi_1 \Phi_2 \frac{\lambda_{p1} k_p \Pi_{p1} p_p}{p_n f_3} - \\ &- (1 - 0,5 \Phi_3^2) \frac{k_p^2 p_p^2 f_{p*} v_c}{a_{p*}^2 p_n} \left( \frac{f_{p*}}{f_3} \right)^2 (1 + u)^2, \end{aligned} \quad (9.6)$$

или с учетом того, что

$$\begin{aligned} \Pi_{p1}^2 &= \left( \frac{1}{k_p + 1} \right)^{2k_p/k_p - 1} \text{ и } a_{p*}^2 = 2 - \frac{k_p}{k_p + 1} p_p v_p, \\ \frac{\Delta p_c}{p_n} &= \left( \Pi_{p1} \frac{p_p}{p_n} - 1 \right) \frac{f_{p1}}{f_3} + \frac{\kappa_1}{\kappa_3} k_p \Pi_{p1} \lambda_{p1} \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{p*}}{f_3} - (1 - 0,5 \Phi_3^2) \times \\ &\times \frac{\kappa_p^2 p_p^2 \left( \frac{2}{k_p + 1} \right)^{2k_p/k_p - 1} v_c}{2 \frac{k_p}{k_p + 1} p_p v_p p_n} \left( \frac{f_{p*}}{f_3} \right)^2 (1 + u)^2. \end{aligned} \quad (9.7)$$

Разделив обе части на  $p_p/p_n$  и произведя возможные упрощения, получим

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_c}{p_p} &= \left( \Pi_{p1} - \frac{p_n}{p_p} \right) \frac{f_{p1}}{f_3} + \frac{\kappa_1}{\kappa_3} k_p \Pi_{p1} \lambda_{p1} \frac{f_{p*}}{f_3} - \\ &- (1 - 0,5 \Phi_3^2) k_p \left( \frac{2}{k_p + 1} \right)^{k_p + 1/k_p - 1} \frac{v_c}{p_p} \left( \frac{f_{p*}}{f_3} \right)^2 (1 + u)^2. \end{aligned} \quad (9.8)$$

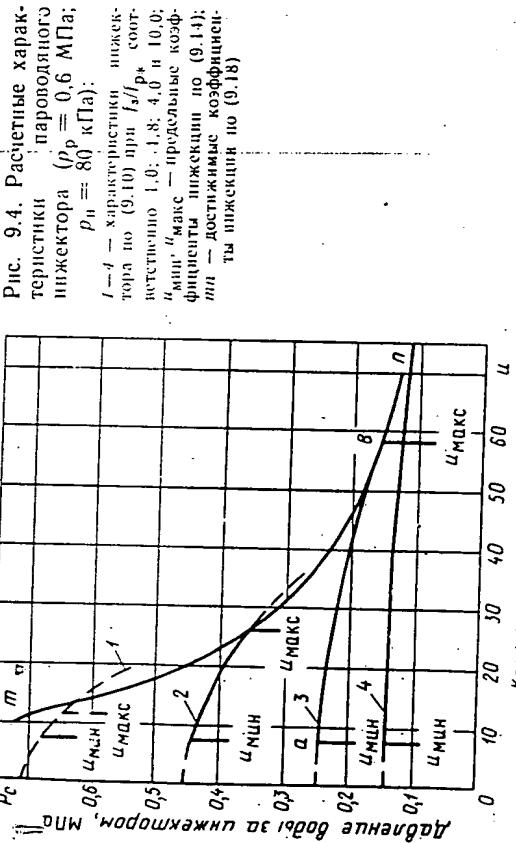


Рис. 9.4. Расчетные характеристики пароводяного инжектора ( $P_p = 0,6$  МПа;  $P_n = 80$  кПа);  
1 — характеристики инжектора по (9.10) при  $f_3/f_p^*$  соответственно 1,0; 1,8; 4,0 и 10,0;  $u_{\min}$ ,  $u_{\max}$  — предельные коэффициенты инжектора по (9.14);  $t_{\min}$  — достижимые коэффициенты инжектора по (9.18)

### 9.2.2. Пределные режимы пароводяного инжектора

Как уже отмечалось, в пароводяном инжекторе максимальный и минимальный коэффициенты инжекции ограничиваются условиями вскипания воды в камере смешения. Вскипание воды в камере смешения  $P_2$  станет ниже давления насыщения (кавитации)  $P_c$  при температуре воды в камере смешения  $t_k = t_k$ . Оба эти давления ( $P_k$  и  $P_2$ ) зависят при заданных параметрах рабочего пара и инжектируемой воды и размерах инжектора от коэффициента инжекции  $u$ .

Температура воды в камере смешения определяется из теплового баланса

$$t_k = \frac{h_p + uc_n t_n}{(1+u)c_n}, \quad (9.11)$$

где  $c_n$  — теплоемкость инжектируемой жидкости.

При этой температуре по таблицам насыщенного пара определяется соответствующее значение  $P_k$ . Давление воды в начале цилиндрической камеры смешения  $P_2$  зависит от скорости, которую получит масса инжектируемой воды до поступления в камеру смешения в результате обмена импульсами между инжектируемой и рабочей средами. Если считать, что после конденсации рабочего пара образуется струя рабочей жидкости, движущаяся с очень большой скоростью и занимющая вследствие этого весьма малое сечение, а также что основной обмен импульсами между этой струей и инжектируемой водой происходит в цилиндрической камере смешения, то средней скоростью, которую приобретает инжектируемая вода при давлении  $P_{1n}$ , можно пренебречь. В этом случае давление воды в начале камеры смешения может быть определено по уравнению Бернулли

$$P_2 = P_n - \frac{\omega_2^2}{2v_n}, \quad (9.12)$$

которое после подстановки

$$\omega_2 = \frac{G_p + G_n}{f_3} v_n = \frac{G_p v_n}{f_3} (1+u) \quad (9.13)$$

запишется как

$$P_2 = P_n - \frac{G_p^2 v_n}{2f_3^2} (1+u)^2.$$

Подставив значение  $G_p^2$  из (2.43а), получим  
 $P_2 = P_n - k_p \left( \frac{2}{k_p + 1} \right)^{k+1/k_p-1} \frac{P_p}{v_p} \frac{v_n}{2} \left( \frac{f_p}{f_3} \right)^2 (1+u)^2$ ,

или  
 $\frac{P_2}{P_p} = \frac{P_n}{P_p} - \frac{k_p}{2} \left( \frac{2}{k_p + 1} \right)^{k+1/k_p-1} \left( \frac{f_p}{f_3} \right)^2 \frac{v_n}{v_p} (1+u)^2.$

В случае, если давление пара в выходном сечении сопла равно давлению инжектируемой воды ( $P_{1n} = P_n$ ),  $P_{1n} = P_n/P_p$  и (9.8) принимает вид

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_c}{P_p} &= \frac{\kappa_1}{\varphi_3} k_p \Pi_{p*} \lambda_{p1} \frac{f_{p*}}{f_3} - (1-0,5\varphi_3^2) k_p \times \\ &\times \left( \frac{2}{k_p + 1} \right)^{k+1/k_p-1} \frac{v_c}{v_p} \left( \frac{f_{p*}}{f_3} \right)^2 (1+u)^2. \end{aligned} \quad (9.10)$$

Из (9.8) давление после инжектора

$$\begin{aligned} P_c &= P_p \left[ \Pi_{p1} \frac{f_{p1}}{f_3} + \frac{K_1}{\varphi_3} k_p \Pi_{p*} \lambda_{p1} \frac{f_{p*}}{f_3} - (1-0,5\varphi_3^2) k_p \times \right. \\ &\times \left. \left( \frac{2}{k_p + 1} \right)^{k+1/k_p-1} \frac{v_c}{v_p} \left( \frac{f_{p*}}{f_3} \right)^2 (1+u)^2 \right] + \left( 1 - \frac{f_{p1}}{f_3} \right) P_n. \end{aligned} \quad (9.10)$$

Когда выходное сечение сопла близко к значению сечения камеры смешения, давление после инжектора, как видно из (9.10), не зависит от давления инжектируемой воды.

На рис. 9.4 представлены характеристики, рассчитанные по (9.10) при одних и тех же давлениях рабочего пара и инжектируемой воды и различных  $f_3/f_p^*$ . Как видно из этого графика, отношение сечений оказывает на характеристики пароводяного инжектора такое же влияние, как и на характеристики других типов струйных аппаратов (пароструйных компрессоров, водоструйных насосов): увеличение  $f_3/f_p^*$  приводит к увеличению коэффициента инжекции и снижению давления воды после инжектора  $P_c$ .

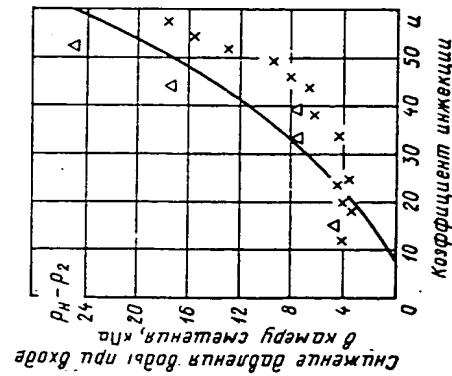


Рис. 9.5. Зависимость падения давления воды при входе в камеру смешения от коэффициента инжекции:  
 $\rho_p = 0,8$  МПа,  $f_3/f_{p*} = 10,0$ ; — расчет, по (9.13); опытные точки:  $\times$  — при  $\rho_H = 80$  кПа;  $\Delta$  — при  $\rho_H = 60$  кПа

Как показали измерения давления в начале камеры смешения, расчет  $\rho_2$  по этому уравнению дает значения, близкие к опытам (рис. 9.5).

При повышенной температуре инжектируемой воды конденсация рабочего пара происходит менее интенсивно, чем при истечении пара в холодную воду. При этом процесс конденсации может не завершиться в приемной камере и некоторая часть входного сечения камеры смешения будет заполнена несконденсировавшимся рабочим паром. Сечение, остающееся для прохода инжектируемой воды, уменьшится и соответственно уменьшится предельный коэффициент инжекции.

На рис. 9.6 представлены расчетные зависимости  $\rho_k$  и  $\rho_2$  от коэффициента инжекции и при различных давлениях и температурах инжектируемой воды для инжекторов с различными отношениями сечений  $f_3/f_{p*}$ . По этим графикам легко установить предельные коэффициенты инжекции для заданных условий работы инжектора. Так, для инжектора с отношением сечений  $f_3/f_{p*} = 4$  при давлении рабочего пара  $\rho_p = 0,6$  МПа, давлении инжектируемой воды  $\rho_H = 80$  кПа и ее температуре  $t_H = 20^\circ\text{C}$  кривые  $\rho_k = f(u)$  и  $\rho_2 = f(u)$  пересекаются в двух точках:  $a$  и  $b$ . Первая из них отвечает минимальному коэффициенту инжекции  $u_{\min} = 8$ , вторая — максимальному коэффициенту инжекции  $u_{\max} = 57$ . Между этими двумя значениями и имеем  $\rho_2 > \rho_k$ , поэтому в камере смешения и диффузоре протекает вода и характеристика инжектора описывается уравнением (9.10). Предельные коэффициенты инжекции обозначены на соответствующей характеристике инжектора на рис. 9.4. При максимальном коэффициенте инжекции  $u_{\max} = 57$  давление после инжектора составляет 0,16 МПа, повышение давления инжектируемой воды составляет  $\Delta p_c = 80$  кПа. При минимальном коэффициенте инжекции  $u_{\min} = 8$  давление воды после инжектора  $p_c = 0,25$  МПа, повышение давления воды в инжекторе  $\Delta p_c = 0,17$  МПа.

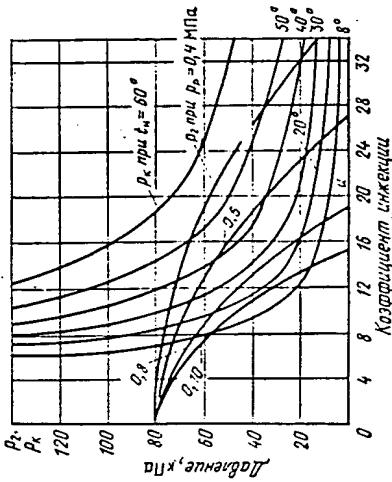
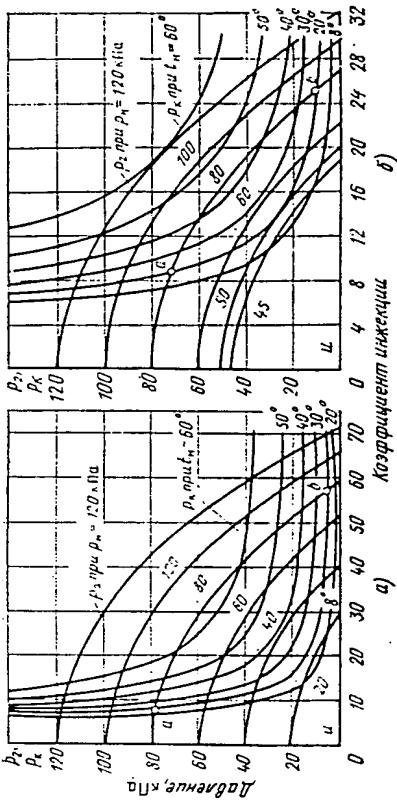


Рис. 9.6. Зависимости давления в камере смешения  $\rho_k$  и  $\rho_2$  от коэффициента инжекции  $f_3/f_{p*}$  для инжекторов с различными отношениями сечений  $f_3/f_{p*}$ :  
 $a$  — расчет,  $b$  — опыт.  $\rho_p = 0,6$  МПа,  $t_p = 240^\circ\text{C}$ ,  $\rho_H = \text{var}$ ,  $t_H = \text{var}$ ;  $\rho_2$  — расчет,  $\rho_k$  — опыт.  $\rho_p = 0,6$  МПа,  $t_p = 240^\circ\text{C}$ ,  $\rho_H = \text{var}$ ,  $t_H = \text{var}$ ;  $\rho_2$  — расчет,  $\rho_k$  — опыт.

Для инжектора с меньшим отношением сечений  $f_3/f_{p*} = 1,8$  при тех же условиях кривые  $\rho_2 = f(u)$  согласно (9.13) идут круче, т. е.  $\nu$  при том же  $u$  и значении  $\rho_2$  будет меньше. Это приводит к тому, что  $u_{\min}$ , как видно из рис. 9.6, б (точка  $a$ ), немногого возрастает (от 8 до 9, а  $u_{\max}$  (точка  $b$ ) значительно снижается (с 57 до 25). Диапазон коэффициентов инжекции, при которых возможна работа инжектора, значительно сужается при уменьшении отношения сечений  $f_3/f_{p*}$  (см. рис. 9.4). Однако при этом давление воды после инжектора возрастает: при максимальном коэффициенте инжекции  $p_c = 0,36$  МПа (повышение давления  $\Delta p_c = 0,28$  МПа), при минимальном коэффициенте инжекции  $p_c = 0,44$  МПа ( $\Delta p_c = 0,36$  МПа).

При дальнейшем уменьшении отношения сечений  $f_3/f_{p*}$  диапазоны между  $u_{\min}$  и  $u_{\max}$  еще больше сокращаются, и, наконец, при определенном отношении сечений  $f_3/f_{p*}$  оба значения  $u$  совпадают. Работа инжектора при дальнейшем снижении  $f_3/f_{p*}$  невозможна.

Как видно из рис. 9.6, а, при  $p_p = 0,6$  МПа и  $f_3/f_p = 4$  минимальное давление инжектируемой воды  $\rho_n$ , при котором возможна работа инжектора, составляет:

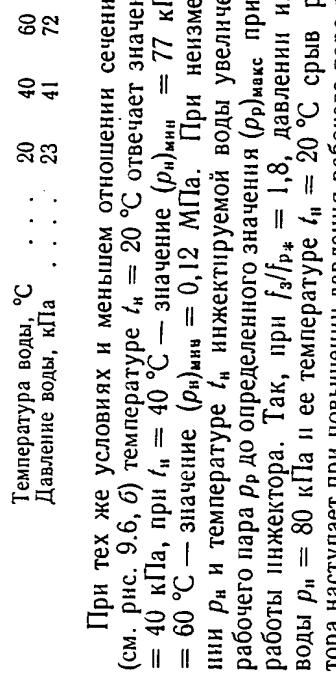


Рис. 9.7. Пределы коэффициенты инжекции паровых инжекторов:  $h = 2933 \text{ кДж/кг} = \text{const}$ ;  $a = f_3/f_p^* = 1,8$ ;  $t_n = 8^\circ\text{C}$ ;  $b = f_3/f_p^* = 4,0$ ;  $t_n = 18^\circ\text{C}$

Как показывает сопоставление рис. 9.6, а и б, снижение давления инжектируемой воды при неизменной ее температуре ( $t_n = \text{const}$ ) приводит к сокращению рабочего диапазона инжектора, так как при этом сближаются значения  $u_{\min}$  и  $u_{\max}$ . К аналогичному эффекту приводит повышение давления рабочего пара, что видно из рис. 9.6, б.

При определенном минимальном значении  $\rho_n$  или максимальном значении  $p_p$  кривые  $p_k = f(u)$  и  $p_2 = f(u)$  пересекаются в одной точке:  $u_{\min}$  и  $u_{\max}$  совпадают. При дальнейшем снижении  $\rho_n$  или увеличении  $p_p$  работа инжектора невозможна.

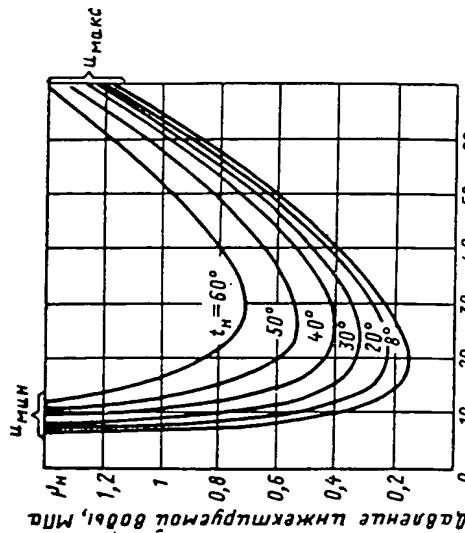


Рис. 9.8. Пределы коэффициенты инжекции пароводяного инжектора при различных температурах инжектируемой воды  $t_n$ :  $t_n = 20^\circ\text{C}$ ;  $t_n = 30^\circ\text{C}$ ;  $t_n = 40^\circ\text{C}$ ;  $t_n = 50^\circ\text{C}$ ;  $t_n = 60^\circ\text{C}$

При тех же условиях и меньшем отношении сечений  $f_3/f_p^* = 1,8$  (см. рис. 9.6, б) температуре  $t_n = 20^\circ\text{C}$  отвечает значение  $(\rho_n)_{\min} = 40 \text{ кПа}$ , при  $t_n = 40^\circ\text{C}$  — значение  $(\rho_n)_{\min} = 77 \text{ кПа}$ , при  $t_n = 60^\circ\text{C}$  — значение  $(\rho_n)_{\min} = 0,12 \text{ МПа}$ . При неизменных давлениях  $p_n$  и температуре  $t_n$  инжектируемой воды увеличение давления рабочего пара  $p_p$  до определенного значения  $(p_p)_{\max}$  приводит к срыву работы инжектора. Так, при  $f_3/f_p^* = 1,8$ , давлении инжектируемой воды  $\rho_n = 80 \text{ кПа}$  и ее температуре  $t_n = 20^\circ\text{C}$  срыв работы инжектора наступает при повышении давления рабочего пара  $p_p$  до 0,96 МПа (см. рис. 9.6, б), а при  $t_n = 40^\circ\text{C}$  давление рабочего пара не может быть поднято выше 0,65 МПа. Зависимости предельных коэффициентов  $f_3/f_p^*$ , а также от условий работы  $(p_p, \rho_n, t_n)$  представлены на рис. 9.7 и 9.8.

Пределные коэффициенты инжекции можно определить и аналитически, не прибегая к построениям, изображенным на рис. 9.6. Из (9.13)

$$u_{np} = \sqrt{\frac{2}{k} \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{f_b}{f_{p^*}}} \times \\ \times \sqrt{\frac{p_n - p_k}{p_p}} \sqrt{\frac{v_p}{v_n}} - 1. \quad (9.14)$$

Это уравнение решается методом подбора: при произвольном значении  $u$  определяется  $t_k$  по (9.11); находится по таблицам насыщенного пара соответствующее значение  $p_k$  и по уравнению (9.14) —  $u_{np}$ . Если это значение не совпадает с исходным, расчет повторяется. Таким путем определяются предельные коэффициенты инжекции  $u_{\min}$  и  $u_{\max}$ .

### 9.2.3. Достижимые коэффициенты инжекции

Для того чтобы определить достижимый коэффициент инжекции при заданных условиях работы инжектора: параметрах рабочего пара  $p_p$  и  $t_p$ , параметрах инжектируемой воды  $\rho_n$  и  $t_n$  и требуемом давлении воды после инжектора, следует решить совместно уравнение характеристики (9.8) и уравнение предельного коэффициента инжекции (9.14).

Уравнение (9.8) может быть представлено в следующем виде:

$$\frac{\Delta p_c}{p_p} = \frac{f_{p*}}{f_s} \left[ \left( \frac{p_u}{p_p} - \frac{p_u}{p_p} \right) \frac{f_{p1}}{f_{p*}} + \frac{K_1}{\varphi_3} k_p \Pi_{p*} \lambda_{p1} \right] - \\ - (1 - 0,5 \varphi_3^2) k_p \left( \frac{2}{k_p + 1} \right)^{k_p + 1/k_p - 1} \frac{v_c}{v_p} \left( \frac{f_{p*}}{f_s} \right) (1 + u)^2.$$

На основе (9.14)

$$\frac{f_s}{f_{p*}} = \sqrt{\frac{k_p}{2} \left( \frac{2}{k_p + 1} \right)^{k_p + 1/k_p - 1}} \sqrt{\frac{p_p}{p_u - p_k}} \sqrt{\frac{v_u}{v_p} (1 + u)}. \quad (9.15)$$

После соответствующих преобразований получаем

$$\Delta p_c = C \sqrt{\frac{p_u - p_k}{1 + u}} - (2 - \varphi_3^2) (p_u - p_p), \quad (9.16)$$

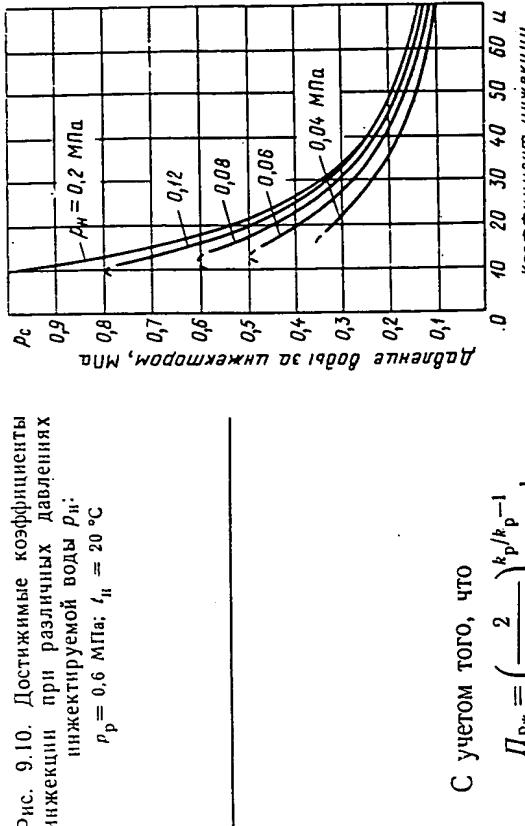
где

$$C = \sqrt{\frac{2}{k_p} \left( \frac{k_p + 1}{2} \right)^{k_p + 1/k_p - 1} \left[ \left( \frac{p_u}{p_p} - \frac{p_u}{p_p} \right) \times \right.} \\ \times \left. \frac{f_{p1}}{f_{p*}} + \frac{K_1}{\varphi_3} k_p \Pi_{p*} \lambda_{p1} \right] \sqrt{\frac{v_u}{v_p} p_p}. \quad (9.17a)$$

В случае, когда рабочее сопло рассчитано из условия, что давление в выходном сечении равно  $p_u$ , что соответствует  $\Pi_{p1} = \Pi_{pH} = p_u/p_p$ , выражение для  $C$  принимает вид

$$C = \sqrt{\frac{2}{k_p} \left( \frac{k_p + 1}{2} \right)^{k_p + 1/k_p - 1}} \frac{K_1}{\varphi_3} k_p \Pi_{p*} \lambda_{p1} \sqrt{\frac{v_u}{v_p} p_p}.$$

Рис. 9.10. Достижимые коэффициенты инжекции при различных давлениях  $p_u$ :  $p_p = 0,6$  МПа;  $t_u = 20^\circ\text{C}$



Из (9.16) достижимый коэффициент инжекции

$$u = \frac{C \sqrt{\frac{p_u - p_k}{k_p + 1}}}{\Delta p_c + (2 - \varphi_3^2)(p_u - p_p)} - 1. \quad (9.18)$$

На рис. 9.9—9.11 представлены результаты расчетов по (9.18) достижимых коэффициентов инжекции при различных давлениях рабочего пара, а также различных давлениях и температурах инжектируемой воды.

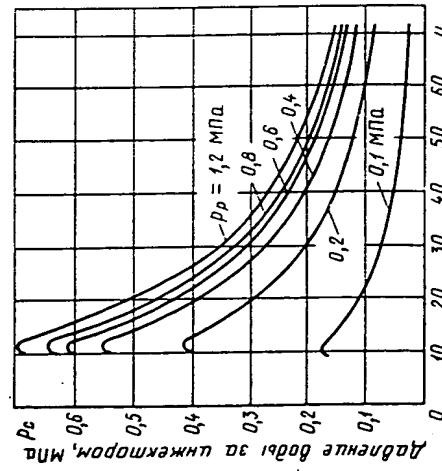


Рис. 9.9. Достижимые коэффициенты инжекции при различных давлениях рабочего пара:  $p_u = 80$  кПа;  $t_u = 20^\circ\text{C}$

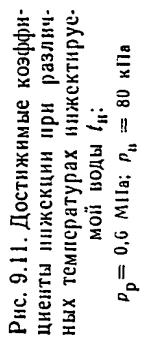


Рис. 9.11. Достижимые коэффициенты инжекции при различных температурах инжектируемой воды:  $t_u = 60^\circ\text{C}$ ;  $p_p = 0,6$  МПа;  $p_u = 80$  кПа

Для каждого режима имеется определенный минимальный коэффициент инжекции, при котором достигается максимальное давление воды в инжекторе  $p_s$ . Как видно из приведенных графиков, к величине и  $p_s$  приводят увеличение  $p_p$  и  $p_n$  и понижение  $t_n$ .

Кривая достижимых коэффициентов инжекции приведена также на рис. 9.4. Характеристики инжекторов с различными отношениями сечений касаются этой кривой в точках, где наступает предельный режим инжектора ( $u = u_{\max}$ ).

Кривая достоверных коэффициентов инъекций приведена также на рис. 9.4. Характеристики инъекторов с различными отношениями сечений касаются этой кривой в точках, где наступает предельный режим инъектора ( $u = u_{\max}$ ).

#### 9.2.4. Основной геометрический параметр инжектора

Значение  $f_3/f_{r*}$ , позволяющее получить достижимый по (9.18) коэффициент инжекции, определяется по (9.15). Это уравнение решается однозначно: заданному и соответствуют определенные значения  $t_u$  и  $\theta_u$ .

**Пример 9.1.** Рассчитать инжектор для следующих условий: инжектируемая жидкость: давление перед инжектором  $p_{in} = 90$  кПа, температура перед инжектором  $t_{in} = 30^\circ\text{C}$ ; плотность  $\rho = 1150 \text{ кг}/\text{м}^3$ . Расход инжектируемой жидкости  $G_{in} = 4000 \text{ кг}/\text{ч}$ ; рабочий пар: давление перед инжектором  $p = 400$  кПа, пар — воздух насыщенный. Температура  $t_p = 143^\circ\text{C}$ . Энтальпия  $h_p = 2,74 \text{ МДж}/\text{кг}$ ; рабочий объем  $v_p = 0,47 \text{ м}^3/\text{кг}$ ; показатель аднабаты  $k_p = 1,13$ . Требуемое давление жидкости за инжектором  $p_c = 0,17 \text{ МПа}$ .

**Решение 1.** Определяется достигаемый при заданных условиях коэффициент инжекции и по (9.18). Прежде всего определяем по (9.16) коэффициент  $C$ , входящий в расчетное уравнение (9.18),

$$\Pi_{p,i} = \Pi_{p,H} = 0,09/0,4 = 0,225.$$

— соответствующее значение  $\lambda_{p,n} = 1,6$ :

$$C = \frac{2,0834}{0,9} \sqrt{\frac{1,13}{2,13}} \sqrt{\frac{0,47 \cdot 1,154 \cdot 400 \cdot 1,6}{(170 - 90) + (2 - 0,8)(90 - p_k)}} = 100$$

коэффициент инжекции

$$u = \frac{1000 \sqrt{90 - p_k}}{(170 - 90) + (2 - 0,8)(90 - p_k)} - 1 =$$

[REDACTED] OCTOBER 1998

Это уравнение решается методом последовательных приближений: задаваясь произвольным значением  $u$ , определяем соответствующее значение  $\rho_k$  по (9.18) и проверяем принятое значение  $u$ . Зависимость  $\rho_k$  от  $u$  находит на рис. 9.12. Уравнение (9.18) имеет два решения, соответствующие минимальному максимальному коэффициентам инжекции  $u_{\min} = 8,5$  при  $\rho_k = 89,5$  кПа;  $u_{\max} = 50$  при  $\rho_k = 8,8$  кПа. Принимаем  $u = 50$ .

2. Основной геометрический параметр инжектора — отношение сечений камеры смесиения и геометрического сечения сопла  $f/f^*$ , обеспечивающий реализацию достижимого коэффициента инжекции, определяется из (9.15).

$$\frac{I_8}{I_9} = \sqrt{\frac{1,13}{2} \frac{2}{2,13} \frac{2,13}{0,13}} \sqrt{\frac{400}{90 - 8,8} \frac{1}{1150 \cdot 0,47}} (1 + 50) = 2,14.$$

Отношение выходного сечения рабочего сопла к критическому определяется по газодинамической функции  $q$ : при  $\Pi_{p,n} = 0,225$   $q_{p,n} = 0,703$ ,  $f_{p1}/f_{p*} = 1/q_{p,n} = 1/0,703 = 1,42$ .

卷之三

$$p_c = 400 \left[ \frac{0,225}{2,14} + \frac{1,42}{0,90} + 1,13 \left( \frac{2}{2,13} \right)^{\frac{1}{0,13}} \times \right. \\ \left. \times \frac{1}{2,14} - (1 - 0,5 \cdot 0,8) \cdot 1,13 \left( \frac{2}{2,13} \right)^{\frac{2,13}{0,13}} \times \right.$$

$$\times \frac{\frac{1}{0,47}}{\frac{1}{1150} - \frac{1}{0,47}} \left( \frac{1}{2,14} \right)^2 (1+u)^2 + \left( 1 - \frac{1,42}{2,14} \right) \cdot 90 = \\ = 264,5 - \frac{(1+u)^2}{\frac{26}{26}}.$$

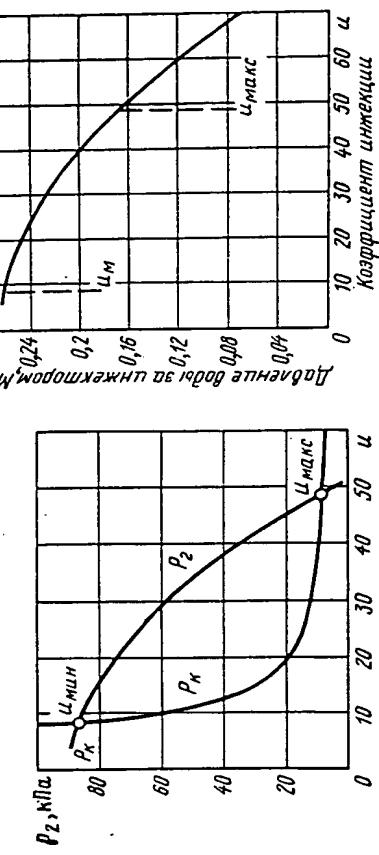


Рис. 9.12. Зависимость давлений  $p_2$  и  $p_k$  в камере смещения от коэффициента инжекции  $\mu$  (к примеру 9.1)



4. Для определения предельных коэффициентов нижекии (максимального и минимального) определяется зависимость давления в начале камеры смеси  $p_2$  от  $\alpha$  по (9.13):

$$P_2 = 90 - \frac{1,13}{2} \left( \frac{2}{2,13} \right)^{\frac{2,13}{0,13}} \left( \frac{1}{2,14} \right)^2 \frac{400}{1150 \cdot 0,47} \times \\ \times (1 + "1^2 - 90 \cdot 0,0295 (1 - "1)^2$$

Зависимость давления  $p_2$  от  $u$  представлена ниже:

Из рис. 9.12 по пересечению кривых  $p_k$  и  $p_s$  находится  $u_{\min} = 5$

5. Абсолютные размеры инжектора;  
расход рабочего пара

$$G_p := 4000/(1 + 49) = 80 \text{ кг/ч};$$

$$\varphi f_{p*} := \frac{80 \cdot 10^6}{3600 \cdot 203} \sqrt{\frac{4}{0,47}} = 37,5 \text{ м}^2,$$

откуда диаметр критического сечения сопла  $d_{p*} = 7 \text{ мм}$ ,  
диаметр выходного сечения рабочего сопла

$$d_1 = 7\sqrt{1,42} = 8,35 \text{ мм};$$

диаметр камеры смешения

$$d_3 = 7\sqrt{2,14} = 10 \text{ мм}.$$

### 9.3. Экспериментальное исследование инжектора и проверка расчетных уравнений

Испытывавшийся инжектор изображен на рис. 9.14. Конструкция его допускала смесь камер смешения и рабочих сопл. Имелась возможность изменять осевое положение сопла (в пределах 27 мм). Измерения давления в начале и конце камеры смешения производились лишь при камере смешения с  $d_3 = 47 \text{ мм}$ . В опытах были использованы рабочие сопла и камеры смешения, основные размеры которых приведены в табл. 9.1.

Т а б л и ц а 9.1. Основные размеры сопла и камеры смешения пароводяного инжектора

Рабочее сопло			Камера смешения		
Диаметр критического сечения $d_{p*}$ , мм	Диаметр выходного сечения $d_1$ , мм	Угол раствора сопла, град	Диаметр цилиндрического участка $d_3$ , мм	Длина цилиндрического участка $l_c$ , мм	Длина входного конического участка $l_{in}$ , мм
15	15	15	—	30	160
15	20	30	20	100	19
15	30	10	20	50	66
15	40	12	—	0	117
20	20	—	—	—	—

#### 9.3.1. Расстояние сопла от камеры смешения

Оптимальное положение рабочего сопла должно определяться экспериментальным путем. Опыты с различными расстояниями сопла от камеры смешения проводились для инжектора с двумя камерами смешения:  $d_3 = 47 \text{ мм}$  и  $d_3 = 30 \text{ мм}$ . При работе инжектора с камерой смешения  $d_3 = 47 \text{ мм}$  характеристики  $\Delta p_c = f(u)$  для положений сопла  $l_c = 26,5 \text{ мм}$  и  $l_c = -1 \text{ мм}$  практически совпадают (рис. 9.15). Опытные характеристики совпадают с расчетными.

При работе инжектора с камерой смешения  $d_3 = 30 \text{ мм}$ , так же как и с камерой смешения  $d_3 = 47 \text{ мм}$ , положение сопла не оказывает заметного влияния на протекание пологой части характеристики  $\Delta p_c = f(u)$ , которая, как видно из рис. 9.16, близка к расчетной.

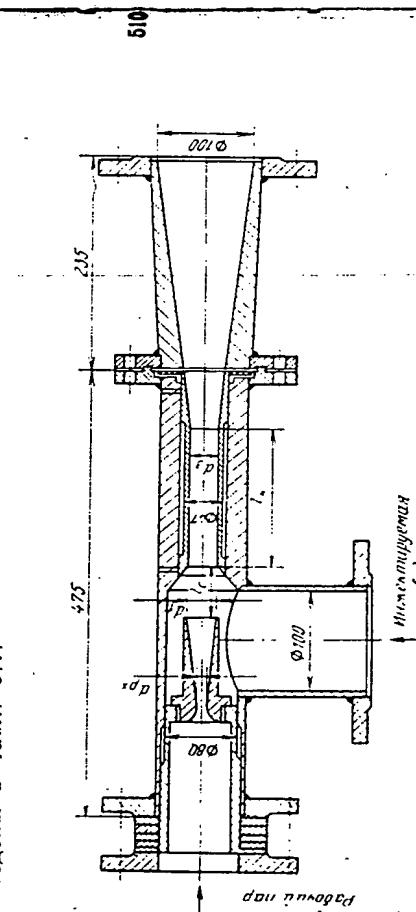


Рис. 9.14. Экспериментальный пароводяной инжектор

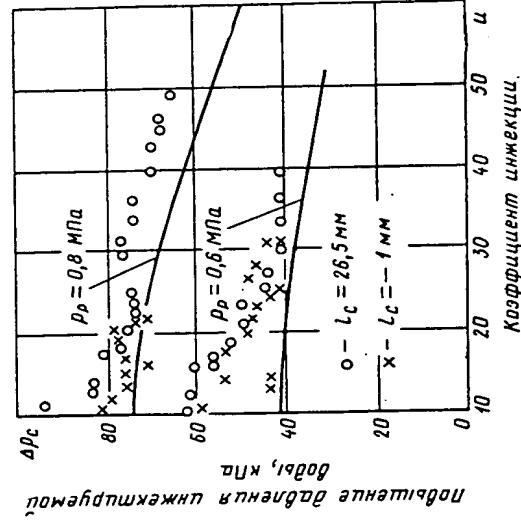


Рис. 9.15. Характеристики  $\Delta p_c = f(u)$  при различных расстояниях сопла от камеры смешения:  
 $d_1 = 15 \text{ мм}; d_1 = 40 \text{ мм}; t_h = 11,5 \text{ С};$   
— расчетные характеристики

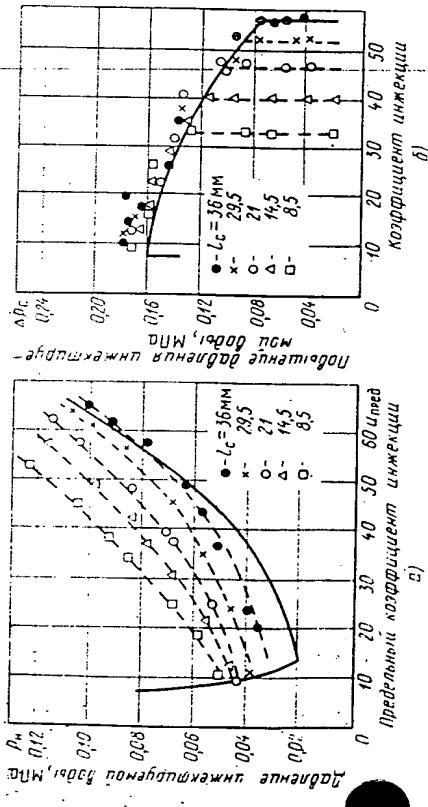


Рис. 9.16. Характеристика инжектора при различных расстояниях сопла от камеры смещения:

Существенное влияние оказывает положение сопла на предельный коэффициент инжекции: чем меньше расстояние сопла от камеры смешения, тем меньше предельный коэффициент инжекции (см. рис. 9.16). Это можно объяснить тем, что при малых расстояниях сопла от камеры смешения рабочий пар не успевает полностью конденсироваться в приемной камере и занимает часть входного сечения камеры смешения, уменьшая тем самым сечение для прохода воды. При увеличении расстояния сопла от камеры смешения предельный коэффициент инжекции увеличивается, но это увеличение постепенно замедляется. При максимальном расстоянии сопла от камеры смешения ( $l_e = 36$  мм) предельный коэффициент инжекции близок к расчетному. Можно полагать, что дальнейшее увеличение  $l_e$  не приведет к заметному увеличению предельного коэффициента инжекции. Такая же закономерность наблюдалась при различных давлениях рабочего пара и различных диаметрах выходного сечения сопла. Исходя из полученных результатов все опыты с другими камерами смешения и рабочими соплами проводились при максимальном расстоянии сопла от камеры смешения.

### 9.3.2. Основной геометрический параметр инженеров

На рис. 9.17 приводится сравнение расчетных характеристик с опытными для давления инжектируемой воды  $p_w = 80$  кПа и ее температуры  $2-18^\circ\text{C}$  при различных значениях  $f_s/f_{s*}$ . Как видно из рис. 9.17, расчетные характеристики во всех случаях ультра-

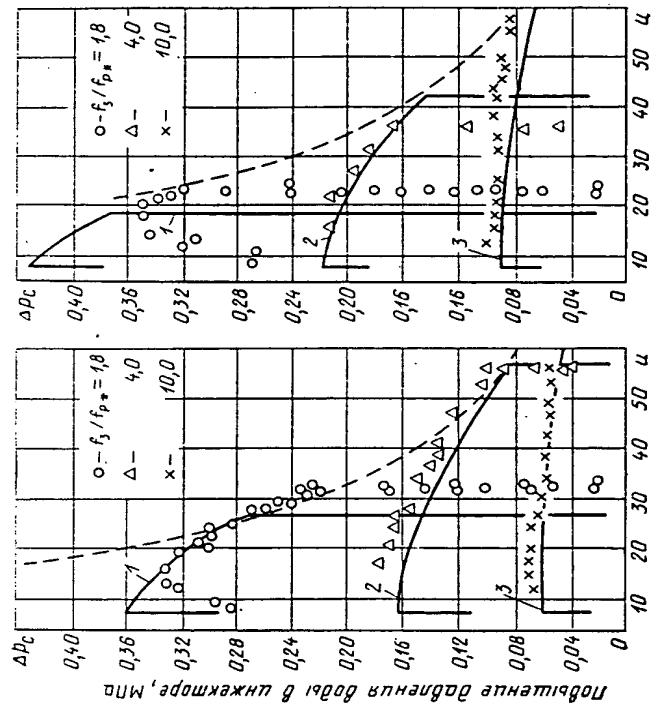


Рис. 9.17. Характеристики  $\Delta p_c = f(u)$  при различных  $f_3/f_{p*}$ :

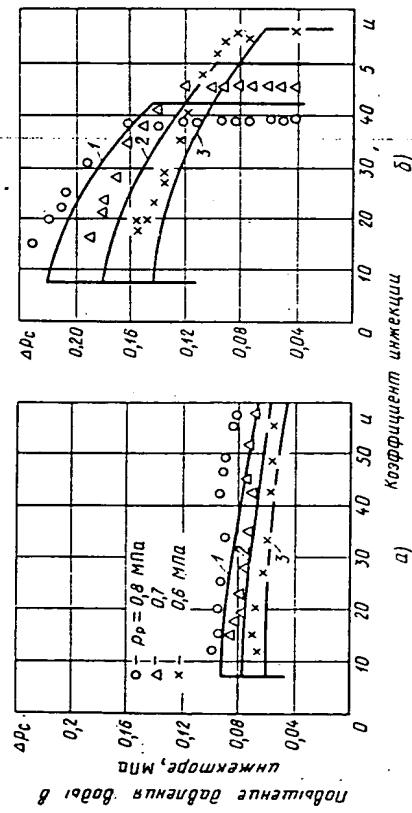
- — — достичимые коэффициенты инженерии по (9.18);
- — — расчетные;
- — — характеристики по (9.10);  $I - f_3/f_{p*} = 1,8$  ( $d_s = 20$  мм;  $d_p = 15$  мм);  $2 - f_3/f_{p*} = 4,0$  ( $d_s = 47$  мм;  $d_p = 15$  мм);  $3 - f_3/f_{p*} = 10,0$  ( $d_s = 47$  мм;  $d_p = 15$  мм);  $a - \rho_p = 0,6$  МПа;  $b = 0,8$  МПа.

рительно совпадают с опытными. Лишь при  $f_3/f_{p^*} = 1,8$  и  $p_p = 0,8$  МПа повышение давления инжектируемой воды меньше расчетного, что объясняется, по-видимому, тем, что при этих условиях режим работы инжектора близок к срыву. Действительно, рис. 9.12, а показывает, что при  $f_3/f_{p^*} = 1,8$  и  $p_p = 0,8$  МПа расчетное минимальное давление инжектируемой воды составляет около 0,6 ат. Опытные точки, нанесенные на рис. 9.17, относятся к давлению инжектируемой воды 80 кПа. При  $f_3/f_{p^*} = 1,8$  и  $p_p = 0,8$  МПа давление инжектируемой воды близко к минимальному. На этом режиме инжектор работает с предельным коэффициентом инжеции, почти равным расчетному, но не создает расчетного повышения давления инжектируемой воды.

Такое явление наблюдалось и в других опытах, когда инжектор работал в режиме, близком к срывному. Для того чтобы при этих условиях реализовать теоретически возможные повышения давления воды в инжекторе  $\Delta p_c$ , необходимы, по-видимому, более тщательное выполнение проточной части, точный выбор расстояния между соплом и камерой смешения и т. п. Для других значений  $f_3/f_{p^*}$ , при которых проходили экспериментальные исследования, т. е. при  $f_3/f_{p^*}$

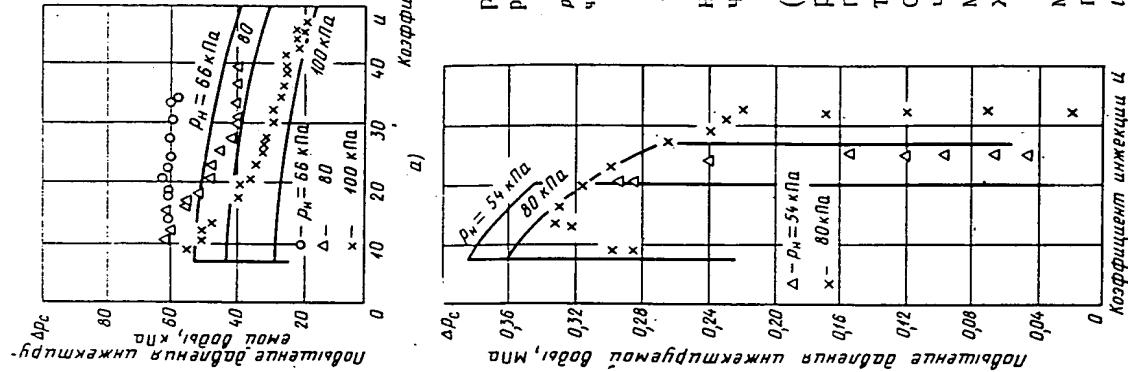
равных 4,0 и 10,0, расчетное минимальное давление инжектируемой воды, значительно выше 80 кПа, и для этих режимов опытные точки значительно лучше описываются расчетными характеристиками.

### 9.3.3. Характеристики инжектора при различных давлениях рабочего пара и инжектируемой воды



Как следует из расчетных уравнений, повышение давления рабочего пара приводит к повышению величины  $\Delta p_c$  и одновременно к снижению предельного коэффициента инжекции  $\alpha_{\max}$ . При повышении давления рабочего пара до определенной величины максимальный и минимальный коэффициенты инжекции совпадают и наступает срыв работы инжектора. Чем ближе режим работы инжектора к срывающему, тем хуже совпадают опытные значения  $\Delta p_c$  с расчетными (рис. 9.18). Так, при  $f_3/f_{p*} = 10$  и  $f_3/f_{p*} = 4$  режим работы инжектора далек от срывающего и расчетные характеристики близки к опытным.

Рис. 9.18. Характеристики  $\Delta p_c = f(\alpha)$  при различных давлениях рабочего пара:  $\rho_u = 80$  кПа;  $t_u = 2 \pm 18^\circ\text{C}$ ; — расчетные характеристики;  $\alpha = \rho / \rho_p = 0,8$  МПа;  $\alpha = \rho / \rho_p = 0,6$  МПа;  $\beta = \rho / \rho_p = 0,7$  МПа;  $\delta = \rho / \rho_p = 1,0$ ;  $a = f_3/f_{p*} = 10,0$ ;  $b = f_3/f_{p*} = 4,0$ ;  $\epsilon = f_3/f_{p*} = 1,8$



б)

значения максимальный и минимальный коэффициенты инжекции совпадают и наступает срыв работы инжектора. Чем ниже давление  $\rho_p$ , тем меньше диапазон коэффициентов инжекции, при которых может работать инжектор.

При  $f_3/f_{p*} = 4$  опытная характеристика при  $\rho_u = 82$  кПа и  $\rho_u = 54$  кПа хорошо совпадает с расчетной, а при  $\rho_u = 32$  кПа, т. е. при режиме, близком к срывающему, опытное значение  $p_c$  примерно на 50 кПа ниже расчетного (см. рис. 9.19, б).

Рис. 9.19. Характеристики  $\Delta p_c = f(\alpha)$  при различных давлениях инжектируемой воды  $\rho_u$ :  $\rho_p = 0,6$  МПа;  $t_u = 2 \pm 18^\circ\text{C}$ ; — расчетные характеристики;  $a = f_3/f_{p*} = 10,0$ ;  $b = f_3/f_{p*} = 4,0$ ;  $\epsilon = f_3/f_{p*} = 1,8$

ным при всех трех давлениях рабочего пара  $\rho_p = 0,6$ , 0,7 и 0,8 МПа. При  $f_3/f_{p*} = 1,8$  и  $\rho_p = 0,6$  МПа (см. рис. 9.18, б) опытная характеристика  $\Delta p_c$  — и близка к расчетной, а при  $\rho_p = 0,8$  МПа, когда режим работы инжектора близок к срывающему, опытные значения намного ниже расчетных. Такое же положение имеет место и при изменении инжектируемой воды (рис. 9.19).

Снижение давления инжектируемой воды приводит к снижению предельного коэффициента инжекции  $\alpha_{\max}$ . При снижении давления инжектора максимум давления инжекции  $\Delta p_c$  уменьшается, а минимум остается неизменным (рис. 9.19, а).

Снижение давления инжектируемой воды до определенного значения максимальный и минимальный коэффициенты инжекции совпадают и наступает срыв работы инжектора. Чем ниже давление  $\rho_p$ , тем меньше диапазон коэффициентов инжекции, при которых может работать инжектор.

При  $f_3/f_{p*} = 1,8$  (см. рис. 9.19, б) режим работы инжектора при  $p_n = 54$  кПа уже близок к срывному, поэтому эта характеристика при  $p_n = 80$  кПа удовлетворительно совпадает с расчетной.

#### 9.3.4. Влияние диаметра выходного сечения сопла

В случае, когда степень расширения рабочего пара соответствует отношению выходного сечения сопла к критическому, давление пара в выходном сечении сопла равно давлению инжектируемой воды. По-

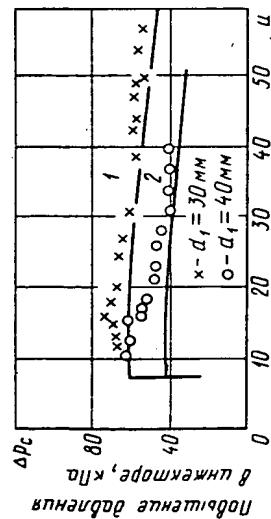


Рис. 9.20. Характеристики  $\Delta p_c = f(u)$  при различных диаметрах выходного сечения рабочего сопла:  
 $d_p = 0,6$  МПа;  $p_n = 80$  кПа;  $t_n = 2 + 18^\circ\text{C}$ ;  $d_1 = 47$  мм;  $d_p^* = 16$  мм ( $f_3/f_{p*} = 10$ ); —— расчетные характеристики; 1 —  $d_1 = 30$  мм; 2 —  $d_1 = 40$  мм

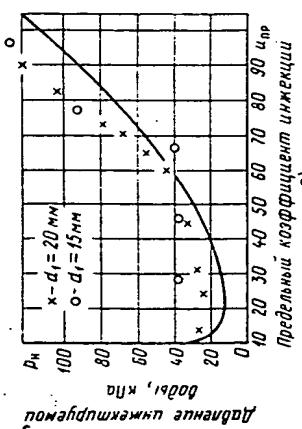


Рис. 9.21. Характеристики  $p_n = f(u_{up})$  при различных  $d_1$ :  
 $d_s = 30$  мм;  $d_p^* = 15$  мм ( $f_3/f_{p*} = 4$ );  
 $t_n = 2 + 18^\circ\text{C}$ ; —— расчетные характеристики; 1 —  $d_1 = 20$  мм; 2 —  $d_1 = 15$  мм;  $d_1 = 20$  мм;  $d_s = 20$  мм ( $f_3/f_{p*} = 1,8$ );  $p_n = 80$  кПа;  $t_n = 2 + 18^\circ\text{C}$ ;  $a = p_n = 0,6$  МПа;  $b = p_p = 0,8$  МПа;  
линия цилиндрического участка камеры смешения:  $f - f_{K,C} = 100$  мм;  $2 - f_{K,C} = 60$  мм; 3 —  $f_{K,C} = 0$  мм

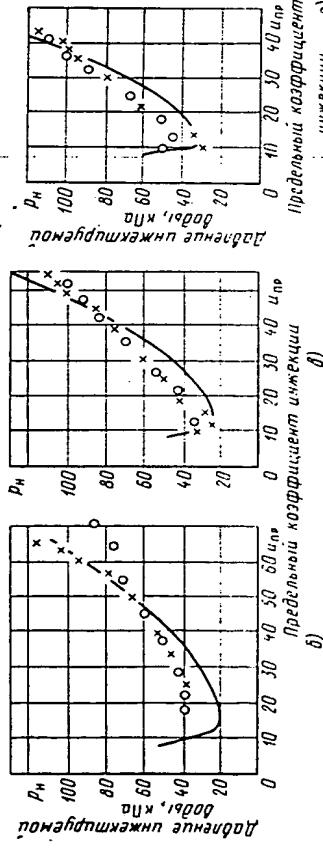


Рис. 9.22. Характеристики  $\Delta p_c = f(u)$  пароводяных инжекторов с различными формами камеры смешения:  
 $d_s = 15$  мм;  $d_1 = 20$  мм;  $d_s = 20$  мм ( $f_3/f_{p*} = 1,8$ );  $p_n = 80$  кПа;  $t_n = 2 + 18^\circ\text{C}$ ;  $a = p_n = 0,6$  МПа;  $b = p_p = 0,8$  МПа;  
линия цилиндрического участка камеры смешения:  $f - f_{K,C} = 100$  мм;  $2 - f_{K,C} = 60$  мм; 3 —  $f_{K,C} = 0$  мм

тери пара при конденсации пара в воде в этом случае, по-видимому будут минимальными.

Экспериментальная проверка подтвердила, что чем ближе выходное сечение сопла  $f_3/f_{p*}$  к расчетному при данной степени расширения рабочего пара  $p_n/p_{n*}$ , тем выше  $\Delta p_c$  (рис. 9.20).

Пределенный коэффициент инжекции, как следует из (9.14), не зависит от выходного сечения аппарата с различными  $d_1$  подтверждил это положение (рис. 9.21).

#### 9.3.5. Характеристики пароводяных инжекторов с различными формами камеры смешения

Как известно, в пароструйных компрессорах и эжекторах конденсационных установок переход от цилиндрической камеры смешения к конической приводит к увеличению предельного коэффициента инжекции и снижению разываемой степени сжатия.

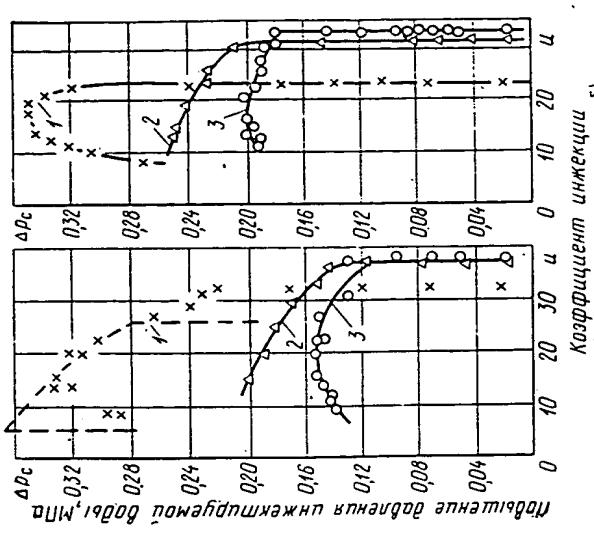


Рис. 9.23. Характеристики  $\Delta p_c$  с различными формами камеры смешения

Такое же влияние оказывает переход от цилиндрической камеры смешения к конической на работу пароводяного эжектора (рис. 9.22). Переход к конической камере смешения при  $f_3/f_{p*} = 1,8$  снижает, как видно из рис. 9.22,  $\Delta p_c$  почти в 2 раза и увеличивает предельный коэффициент инжекции на 20—30 %.

### 9.3.6. Работа инжектора при повышенных температурах инжектируемой воды

На основании рис. 9.8 построены расчетные зависимости предельного коэффициента инжеции  $\dot{m}_{\text{инж}}$  от температуры инжектируемой воды при давлении рабочего пара  $p_r = 0,6 \text{ МПа}$ , давлении инжектируемой воды  $p_w = 100, 80 \text{ и } 54 \text{ кПа}$  и минимальном противодавлении. Эти характеристики для инжектора с отношением сечений  $f_3/f_{p^*} = 4$  представлены на рис. 9.23. Там же написаны и результаты соответствующих опытов при цилиндрической камере смешения.

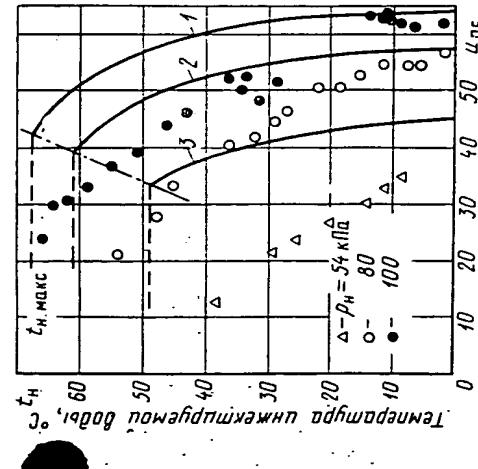
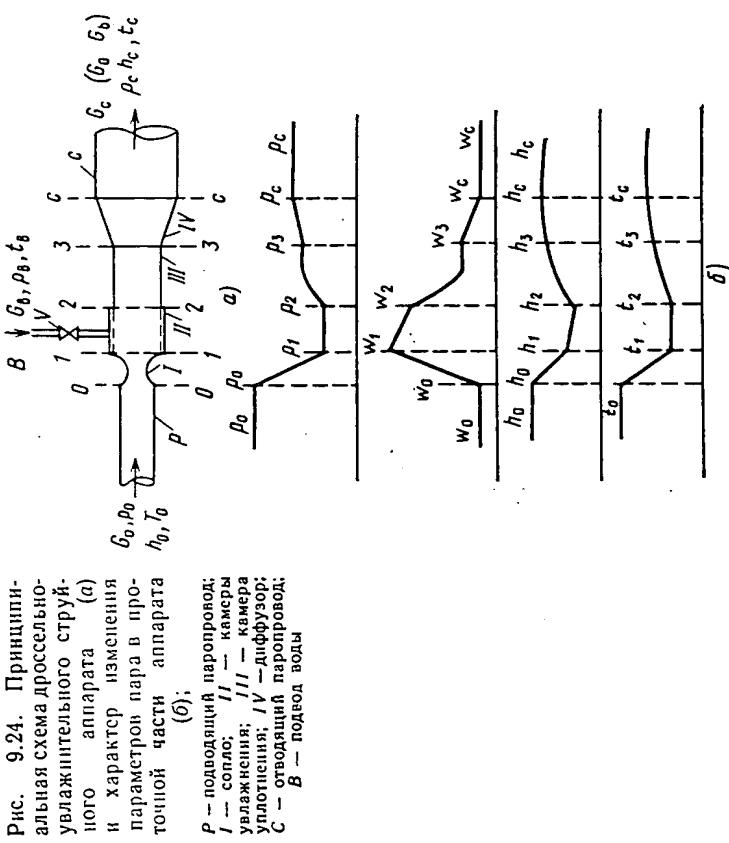


Рис. 9.23. Зависимость предельного коэффициента инжеции от температуры инжектируемой воды для инжектора с цилиндрической камерой смешения:  
 $d_s = 30 \text{ мм}; d_i = 15 \text{ мм}; f_3/f_{p^*} = 4$ ;  
 $k_{c,s} = 160 \text{ мкм}; p_p = 0,6 \text{ МПа}; p_c = 0,1 \text{ МПа}$ ;  
 $1-p_w = 0,1 \text{ МПа}; 2-80 \text{ кПа}; 3-54 \text{ кПа}$

Рис. 9.24. Принципиальная схема дроссельно-увлажнительного струйного аппарата



В сопле  $I$  пар расширяется, при этом давление его падает, а скорость растет и в выходном сечении сопла  $I-1$  достигает сверхкритического значения  $w_1 > a_{w*}$ . В выходном сечении сопла  $I-1$  достигает сверхкритического давления  $p_1 = P_1 \rho_0 < \rho_b$ , где  $p_b$  — давление в водоподводящем трубопроводе. Под действием разности давлений  $\Delta p_b = p_b - p_1$  вода поступает в камеру увлажнения  $II$ , смешивается с паровым потоком и увлажняет его. В выходном сечении  $2-2$  камеры увлажнения давление  $p_2 = p_1$ , скорость пара  $w_2 < w_1$ , а удельная энтальпия  $h_2 < h_1$ . Далее пар поступает в камеру увлажнения  $III$ . Поскольку скорость пара больше критической, а сечение камеры  $III$  постоянно, возникает праздной скачок уплотнения, в результате которого давление пара возрастает. В выходном сечении камеры уплотнения  $3-3$  давление  $p_3 > p_2$ , скорость  $w_3 < w_2$ , удельная энтальпия  $h_3 > h_2$ . Затем пар проходит через диффузор  $IV$ , в котором происходит превращение кинетической энергии пара в потенциальную. При давлении  $p_c > p_3$  с удельной энтальпией  $h_c < h_0$  пар отводится из аппарата.

Примущество дроссельно-увлажнительных струйных аппаратов по сравнению с обычными дроссельно-увлажнительными установками заключается в простоте устройства и экономии электроэнергии на подачу воды на увлажнение. После этого обеспечивается благодаря тому, что давление в камере увлажнения ниже давления на входе и на выходе из аппарата.

### 9.4. Дроссельно-увлажнительные струйные аппараты

Принцип работы таких аппаратов приведен в [46]. На рис. 9.24 изображена принципиальная схема такого аппарата и показан характер измерений давления, скорости, удельной энтальпии и температуры среды вдоль проточной части этого аппарата. По трубопроводу  $P$  к соплу  $I$  подводится перегретый пар с давлением  $p_0$ , удельной энтальпии  $h_0$  и температурой  $T_0$ .

#### 9.4.1. Метод расчета

Рассмотрим метод расчета дроссельно-увлажнительных струйных аппаратов. Заданы: расход  $G_b$ , кг/с, и параметры пара перед аппаратом:  $p_0$ , Па,  $h_0$ , кДж/кг,  $t_0$ , °C,  $\rho_0$ , кг/м<sup>3</sup>; требуемые параметры пара после аппарата:  $p_c$ , Па,  $h_c$ , кДж/кг,  $t_c$ , °C,  $\rho_c$ , кг/м<sup>3</sup>, располагаемые параметры воды для увлажнения:  $p_b$ , Па,  $h_b$ , кДж/кг,  $t_b$ , °C. Из теплового баланса определяется удельный расход воды на увлажнение 1 кг перегретого пара:

$$\mu = (h_0 - h_c) / (h_c - h_b). \quad (9.19)$$

Задаются перепады давлений между водоподводящим трубопроводом и камерой увлажнения:

$$\Delta p_b = p_b - p_1. \quad (9.20)$$

Определяют давление в камере увлажнения:

$$p_1 = p_2 = p_b - \Delta p_b. \quad (9.21)$$

По относительному давлению  $\Pi_1 = p_1/p_0$  в выходном сечении сопла 1-1 определяют приведенную скорость парового потока  $\lambda$  в этом сечении. Определяют критическую скорость пара  $a_{0*}$  перед аппаратом по (1.10). Определяют скорость пара, м/с, и его энтальпию, кДж/кг, в выходном сечении сопла 1-1 по формулам

$$w_1 = \varphi_1 \lambda_1 a_{0*}; \quad (9.22)$$

$$h_1 = h_0 - w_1^2/2000, \quad (9.23)$$

где  $\varphi_1$  — коэффициент скорости сопла, рекомендуется принимать  $\varphi_1 = 0,95$ .

Определяют параметры парового потока перед камерой уплотнения по формулам

$$\left. \begin{aligned} p_2 &= \rho_1; \\ w_2 &= \varphi_2 \frac{w_1}{1 + \mu}; \\ h_2 &= h_c - \frac{w_2^2}{2000}, \end{aligned} \right\} \quad (9.24)$$

где  $\varphi_2$  — коэффициент скорости камеры увлажнения, рекомендуется принимать  $\varphi_2 = 0,95$ .

Определяют критическую скорость пара  $a_{c*}$  после аппарата по (1.10).

Определяют приведенную скорость пара перед скачком уплотнения по формуле

$$\lambda_2 = w_2/a_{c*}. \quad (9.25)$$

Определяют параметры потока после скачка уплотнения: давление  $p_3$  по (1.65а), скорость  $w_3$  по (1.55), энтальпию по формуле

$$h_3 = h_c - w_3^2/2000. \quad (9.26)$$

Определяют давление пара на выходе из диффузора по формуле

$$p_c = p_3 \left[ \frac{k-1}{2k} \varphi_3^2 \omega_3^2 \frac{p_3}{p_2} + 1 \right]^{\frac{k}{k-1}}, \quad (9.27)$$

где  $\varphi_3$  — коэффициент скорости диффузора, рекомендуется принимать  $\varphi_3 = 0,9$ .

Геометрические размеры сопла рассчитываются по (2.42), (2.44б) и (2.45).

Пример 9.2. Заданы параметры пара перед дроссельно-увлажнительным струйным аппаратом:  $p_0 = 1,4$  МПа;  $t_0 = 260$  °C;  $h_0 = 295$  кДж/кг;  $v_0 = 0,1674$  м<sup>3</sup>/кг;  $\rho_0 = 5,97$  кг/м<sup>3</sup>. Требующиеся параметры пара после аппарата:  $p_c = 0,5$  МПа;  $t_c = 160$  °C;  $h_c = 2767$  кДж/кг;  $v_c = 0,3836$  м<sup>3</sup>/кг;  $\rho_c = 2,61$  кг/м<sup>3</sup>. Располагаемые параметры воды для увлажнения:  $p_b = 0,15$  МПа;  $t_b = 80$  °C;  $n_b = 335$  кДж/кг.

Решение. По (9.19)  $\mu = (2951 - 2767)/(2767 - 335) = 0,75$ . Принимаем  $\Delta p_b = 0,04$  МПа. Давление в камере увлажнения по (9.21)  $p_1 = 0,15 - 0,04 = 0,11$  МПа.

Критическая скорость пара перед аппаратом по (1.10)

$$a_{0*} = \sqrt{\frac{2,26}{2,13} \frac{1,4}{5,97}} 10^6 = 500 \text{ м/с.}$$

Параметры пара в выходном сечении сопла по (9.22) и (9.23):

$$\left. \begin{aligned} \Pi_1 &= p_1/p_0 = 0,11/1,4 = 0,0786; \quad \lambda_1 = 2,04; \\ w_1 &= 0,95 \cdot 500 \cdot 2,04 = 969 \text{ м/с}; \quad h_1 = 2951 - 969/2000 = 2482 \text{ кДж/кг}; \end{aligned} \right.$$

Параметры потока перед камерой уплотнения по (9.24):

$$\left. \begin{aligned} p_2 &= p_1 = 0,11 \text{ МПа}; \quad w_2 = 0,95 \cdot 969/1,075 = 856 \text{ м/с}; \\ h_2 &= 2767 - 856^2/2000 = 2401 \text{ кДж/кг}; \quad t_2 = 110 \text{ °C}. \end{aligned} \right.$$

Критическая скорость пара после аппарата по (1.10):

$$a_{c*} = \sqrt{\frac{2,26}{2,13} \frac{500,000}{2,61}} = 484 \text{ м/с.}$$

Параметры пара после скачка по (1.65а), (1.55) и (9.26):

$$p_3 = 1,1 \left[ \frac{1,76^2 - 0,13/2,13}{1 - 1,76^2 \frac{0,13}{2,13}} \right] = 0,416 \text{ МПа};$$

$$\left. \begin{aligned} w_3 &= 484^2/856 = 274 \text{ м/с}; \\ t_3 &= 2767 - 274^2/2000 = 2730 \text{ кДж/кг}; \\ t_3 &= 146 \text{ °C}; \quad p_3 = 2,24 \text{ кг/м}^3. \end{aligned} \right.$$

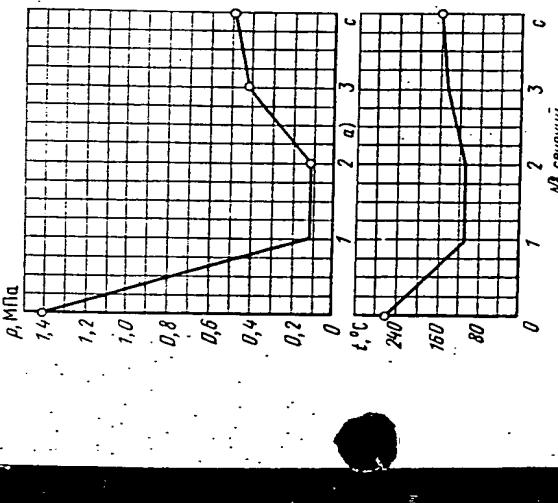


Рис. 9.25. Сопоставление расчетных данных с результатами эксперимента:  
а — в режиме давления; б — расчет,  $\varphi$  — опыт  
зора по (9.27):

$$p_c = 0,416 \left[ \frac{0,13}{2,13} + 0,9^2 \frac{274^2 - 24}{416000} + \right. \\ \left. + 1 \right] \frac{1,13}{0,13} = 0,494 \text{ МПа};$$

$$h_c = 2767 \text{ кДж/кг}; \quad t_c = 160^\circ\text{C}.$$

На рис. 9.25 показано сопоставление результатов вышепроведенного расчета с экспериментальными данными [46], полученными для этих же исходных условий.

Как видно из приведенных данных, результаты расчета вполне удовлетворительно совпадают с результатами эксперимента, что свидетельствует о достаточной надежности рекомендуемого метода расчета.

#### 9.4.2. Метод построения характеристики $p_c = f(p_0, \mu)$

Задано:  $f_{p*}$ ,  $f_p$ ,  $p_0$ ,  $T_0$ ,  $\mu$ ,  $h_b$ . Определить  $p_c$ ,  $t_c$ .  
Определяют энталпию увлажненного пара:

$$h_c = \frac{h_0 + \mu h_b}{1 + \mu}. \quad (9.28)$$

Задаются преложительным давлением  $p_c$ , по известным  $p_c$  и  $h_c$  находят  $\rho_c$ .

Определяют приведенные массовые скорости паровых потоков перед аппаратом и после него (на выходе из диффузора):

$$a_{p*} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{p_0}{\rho_0}}; \\ a_{c*} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{p_0}{\rho_c}}.$$

Находят давление пара на выходе из диффузора по (9.27):

$$p_c = p_3 \left[ \frac{k-1}{2k} \varphi_{p*}^2 \frac{p_3}{\rho_3} + 1 \right]^{\frac{k}{k-1}}.$$

На основе (1.65а)

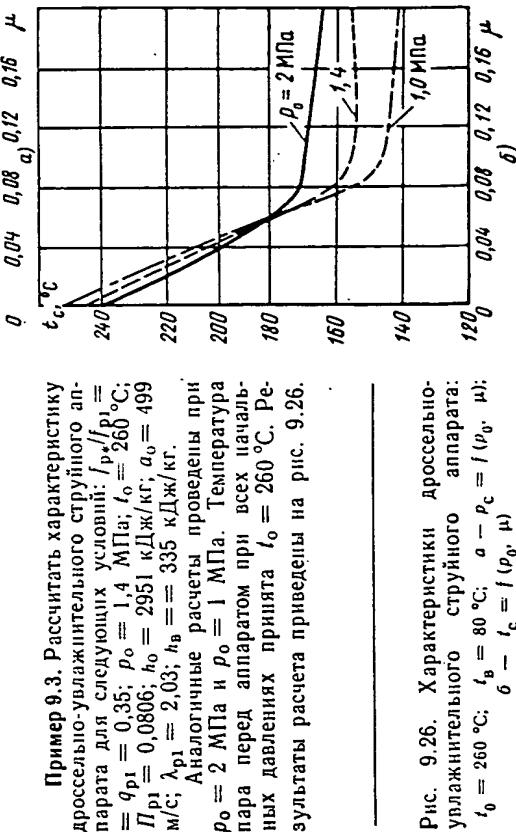
$$\left. \begin{aligned} p_3 &= \Pi_1 p_0 \frac{\lambda_2^2 - \frac{k-1}{k+1}}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_2^2}; \\ \lambda_2 &= \frac{\varphi_1 \varphi_2 a_{p*}}{(1+\mu) a_{c*}}. \end{aligned} \right\} \quad (9.30)$$

Рекомендуется принимать коэффициенты скорости  $\varphi_1 = 0,95$ ;  $\varphi_2 = 0,95$ ;  $\lambda_1$  и  $\Pi_1$ , определяются по

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= f_{p*}/f_p. \\ w_3 &= a_{c*}/\lambda_2. \end{aligned} \right\} \quad (9.31) \quad (9.32)$$

На основе (9.25)

$$\left. \begin{aligned} h_3 &= h_c - w_3^2/2000. \\ \text{По известным значениям } p_3 \text{ и } h_3 \\ \text{находят } \rho_3. \text{ По значением } p_c \text{ и } h_c \\ \text{находят } p_c. \text{ Если давление } p_c, \text{ найденное по (9.27), не совпадает с пред-} \\ \text{варительно принятым, то задается } \\ \text{новым, более близким, значением } p_c \text{ и} \\ \text{повторяют расчет. Расход рабочего} \\ \text{пара через сопло определяется по} \\ (2.43). Расход увлажненного пара} \\ G_c = G_0 (1 + \mu). \end{aligned} \right\} \quad (9.33)$$



Пример 9.3. Рассчитать характеристику дроссельно-увлажнительного струйного аппарата для следующих условий:  $f_{p*}/f_p = q_{p*}/q_p = 1,4$  МПа;  $t_0 = 0,086^\circ\text{C}$ ;  $p_0 = 2951 \text{ кДж/кг}$ ;  $a_0 = 499 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;  $\lambda_{p*} = 2,03$ ;  $h_0 = 335 \text{ кДж/кг}$ . Аналогичные расчеты проведены при  $p_0 = 2 \text{ МПа}$  и  $t_0 = 1 \text{ МПа}$ . Температура пара перед аппаратом при всех начальных давлениях принята  $t_0 = 260^\circ\text{C}$ . Результаты расчета приведены на рис. 9.26.

Рис. 9.26. Характеристики дроссельно-увлажнительного струйного аппарата:  $t_0 = 260^\circ\text{C}$ ;  $t_b = 80^\circ\text{C}$ ;  $a = p_c = f(p_0, \mu)$ ;  $\rho_a = f(p_0, \mu)$

Характеристика	$\mu$					
	0	0,05	0,75	0,10	0,15	0,20
$(p_c)$ пред., МПа	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$(p_c)$ пред., кг/м <sup>3</sup>	0,469	0,410	0,384	0,368	0,350	0,333
$(p_c)$ пред., кг/м <sup>3</sup>	2,13	2,44	2,60	2,71	2,86	3,0
$q_{ce}$ , кВт	499	466	451	442	430	420
$q_{ce}$ , кВт	1,83	1,87	1,88	1,85	1,81	1,81
$\rho_s$ , МПа	0,466	0,493	0,499	0,499	0,479	0,453
$w_3$ , м/с	273	250	241	236	233	233
$h_3$ , кДж/кг	2914	2795	2739	2685	2583	2488
$t_3$ , К/КГ	0,195	0,399	0,373	0,360	0,359	0,356
$p_3$ , кг/м <sup>3</sup>	2,02	2,51	2,68	2,78	2,79	2,81
$p_c$ , МПа	0,53	0,56	0,566	0,565	0,544	0,519
$t_c$ , °С	245	188	162	155	155	155
$x$	1,0	1,0	1,0	0,98	0,93	0,89

## ГЛАВА ДЕСЯТАЯ СМЕШИВАЮЩИЕ СТРУЙНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

### 10.1. Экспериментальный стенд, методика проведения испытаний

В смешивающем струйном подогревателе в отличие от рассмотренного в предыдущей главе пароводяного инжектора рабочей средой является вода, а инжектируемый — пар, который при конденсации нагревает воду. Конденсация пара на струе воды протекает весьма интенсивно. Как следует из теоретических [2] и экспериментальных [38] исследований, коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к струе воды, отнесенный к поверхности цилиндрической струи, имеет порядок  $10^6$  кДж/(м<sup>2</sup> · с · °С).

В отличие от рассмотренных выше типов струйных аппаратов процессы, протекающие в струйном подогревателе, могут быть описаны и проанализированы пока лишь с качественной стороны. Теоретические исследования струйных подогревателей нёмногочисленны [54]. Принзвести количественный расчет тепловых и гидравлических характеристик струйного подогревателя, учитывающий конструктивные размеры аппарата, и режим его работы, пока не представлется возможным. В связи с этим в настоящей главе мы более подробно остановимся на результатах экспериментальных исследований струйных подогревателей, так как опытные данные являются пока единственным материалом, позволяющим проектировать эти аппа-

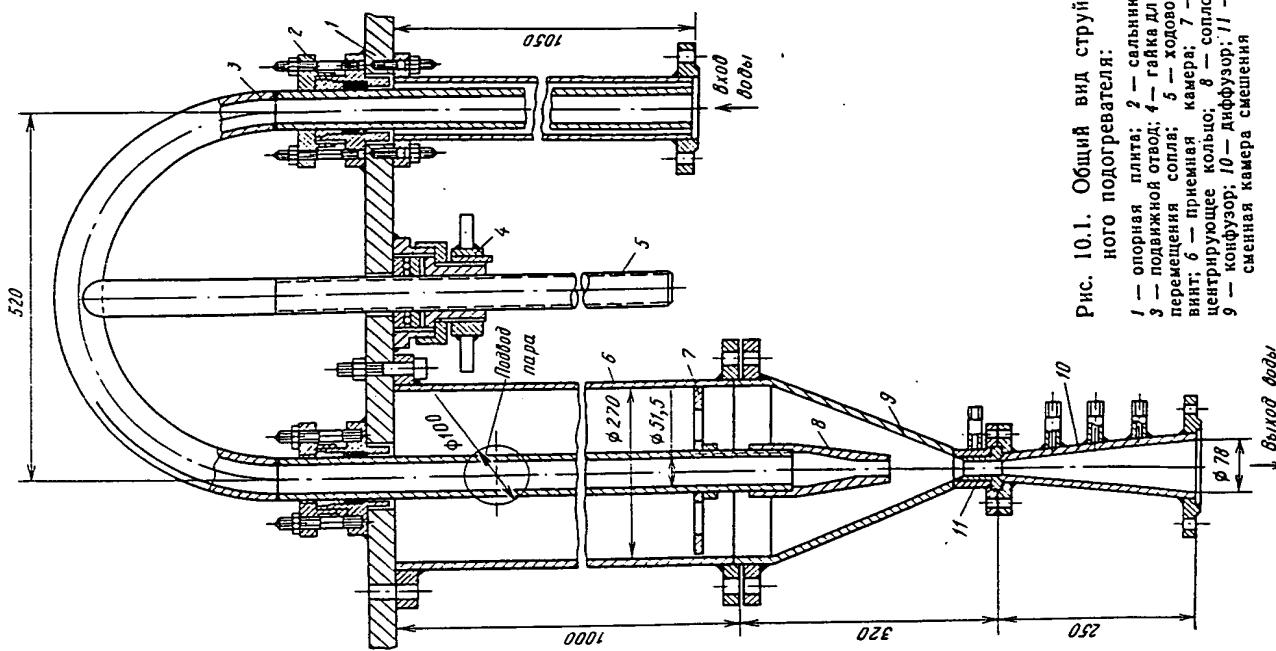


Рис. 10.1. Общий вид струйного подогревателя:  
 1 — опорная плита; 2 — сальник;  
 3 — подвижной отвод; 4 — гайка для переделания сопла;  
 5 — ходовой винт; 6 — приемная камера; 7 — центрирующее кольцо; 8 — сопло;  
 9 — конфузор; 10 — диффузор; 11 — смешная камера смешения

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER: \_\_\_\_\_**

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.  
As rescanning these documents will not correct the image  
problems checked, please do not report these problems to  
the IFW Image Problem Mailbox.**